

Беглов И.Ф., Гловацкий О.Я., Исаков Х.Х., Талипов Ш.Г.

АНАЛИЗ СИСТЕМ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ НЕИСПРАВНОСТЕЙ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

Решение задач технической диагностики тесно связано с прогнозированием надежности на ближайший период эксплуатации (до следующего технического осмотра). Решения обычно основываются на моделях отказов.

Вторым важным направлением технической диагностики является теория контролеспособности. Под контролеспособностью понимается свойство объекта обеспечивать достоверную оценку его технического состояния и раннее обнаружение неисправностей и отказов. Контролеспособность обеспечивается конструкцией объекта и принятой системой технической диагностики.

Крупной задачей теории контролеспособности является изучение средств и методов получения диагностической информации. В сложных технических системах используется автоматизированный контроль состояния, которым предусматривается обработка диагностической информации и формирование управляющих сигналов. Другими не менее важными задачами этой теории являются разработка алгоритмов поиска неисправностей, разработка диагностических тестов, минимизация процессов установления диагноза.

Роль диагностики в управлении процессом заключается в установлении границ и условий, в которых допускается или происходило протекание процесса, обнаружении и прогнозе выхода параметров процесса за установленные границы. К роли диагностики также относится уточнение и изменение границ по мере получения дополнительной информации о процессе. Применение диагностики особенно актуально при выявлении и последующем устранении сравнительно редких, но опасных неисправностей, выявляющихся в эксплуатации насосных агрегатов.

Значительное число дефектов насосных агрегатов в процессе их работы составляют прочностные дефекты. По данным В.А. Карасева и А.Б. Ройтмана [1], они составляют более 60 %, причем большая часть из них связана с вибрацией. Поэтому особая роль в диагностике подобных дефектов принадлежит вибрационным методам. В отличие от многих других методов диагностики вибродиагностика позволяет не только обнаружить неисправность, но и выявить ее причины, например повышенные динамические нагрузки или переменные напряжения.

Основной подход к решению поставленных задач состоит в следующем. Используя упрощенные математические модели колебаний в динамических системах и широкие экспериментальные исследования единичных объектов, получают информацию о диагностических признаках, например, опасных колебаниях. На ее основе оценивают состояние всего парка эксплуатируемых машин. Кроме того, используя статистику для парка машин и результаты их диагностирования, проводят коррекцию моделей исследуемой системы, параметров ее состояний и их диагностических признаков, т. е. реализуют обратную связь на основе диагностирования парка машин.

На практике наиболее распространен приближенный метод определения остаточного ресурса, когда состояние насосного агрегата определяется детерминированными параметрами.

Предположим, что работа агрегата определяется многомерной функцией вида $F(x_1, x_2, x_3 \dots x_n)$ и эта функция контролируется на отрезке времени нормальной экс-

платации от 0 до t_n (область T_3).

Тогда значения этой функции в отдельные моменты времени будут

$$F(t_0), F(t_1), F(t_2), \dots, F(t_n).$$

Задача прогнозирования заключается в том, чтобы, зная значения функции в прошлом и настоящем ($t_i \in T_3$), предсказать значения функции в будущие моменты времени, т. е. определить $F(t_{n \rightarrow 1}), F(t_{n \rightarrow 2}), \dots, F(t_{n \rightarrow n})$.

где $t_{n \rightarrow i} \in t > t_m$ (область T_2).

Зная предельно допустимые значения рассматриваемых параметров и функции распределения $f(t_{np})$, можно определить остаточный ресурс устройства.

Задача облегчается, если $F(t)$ - детерминированная функция.

1. Если закон изменения характерного параметра во времени имеет вид [2]

$$F(t) = F(t_0) e^{Ct} \quad (1)$$

где $F(t_0)$ - параметр, измеренный в начальный момент времени при $t = 0$;

C - постоянная величина, характерная для данной машины.

Как показывает опыт эксплуатации, этому закону соответствуют вибрация агрегата, кавитационный износ проточной части, температура подпятника и др.

Из выражения (1)

$$C = \frac{\ln \frac{F(t)}{F(t_0)}}{t}$$

где t - время изменения параметра $F(t)$.

После проработки агрегатом времени $t + t_{ocm}$, когда параметр достигнет предельно допустимого значения $F(t + t_{ocm})$

$$F(t + t_{ocm}) = F(t_{np}) = F(t_0) e^{C(t + t_{ocm})} \quad (2)$$

откуда

$$C = \frac{\ln \frac{F(t_{np})}{F(t_0)}}{t + t_{ocm}}$$

или

$$t + t_{ocm} = \frac{\ln \frac{F(t_{np})}{F(t_0)}}{C}$$

После преобразований получим

$$t_{ocm} = t \left(\frac{\lg \frac{F(t_{np})}{F(t_0)}}{\lg \frac{F(t)}{F(t_0)}} - 1 \right)$$

2. Если закон изменения характерного параметра

$$F(t) = a t^n + b$$

Подобный закон характерен при изменении объемного КПД отдельных узлов насосов.

При $t = 0$ параметр $F(t_0) = b$.

Параметр $F(t)$ при предельном времени $t_{np} = t + t_{ocm}$ примет значение

$$F(t_{np}) = F(t + t_{ocm}) = a (t + t_{ocm})^n + b$$

Разность значений параметра в моменты времени t и $(t + t_{ocm})$

$$F(t) - b = at^n \quad \text{и} \quad F(t_{np}) - b = a (t + t_{ocm})^n$$

Прологарифмировав эти выражения и исключив коэффициент a , получим

$$\lg[F(t) - b] - \lg[F(t_{np}) - b] = n \lg t - n \lg(t + t_{ocm})$$

откуда

$$t_{ocm} = t \left(\sqrt[n]{\frac{F(t_{np}) - b}{F(t) - b}} - 1 \right)$$

Для диагностирования также используют статистические методы распознавания - метод Байеса, метод последовательного анализа, предложенный Вальдом [3] и другие.

Решение общей задачи диагностики складывается из поэтапного решения нескольких задач более низкого уровня (рис. 1).

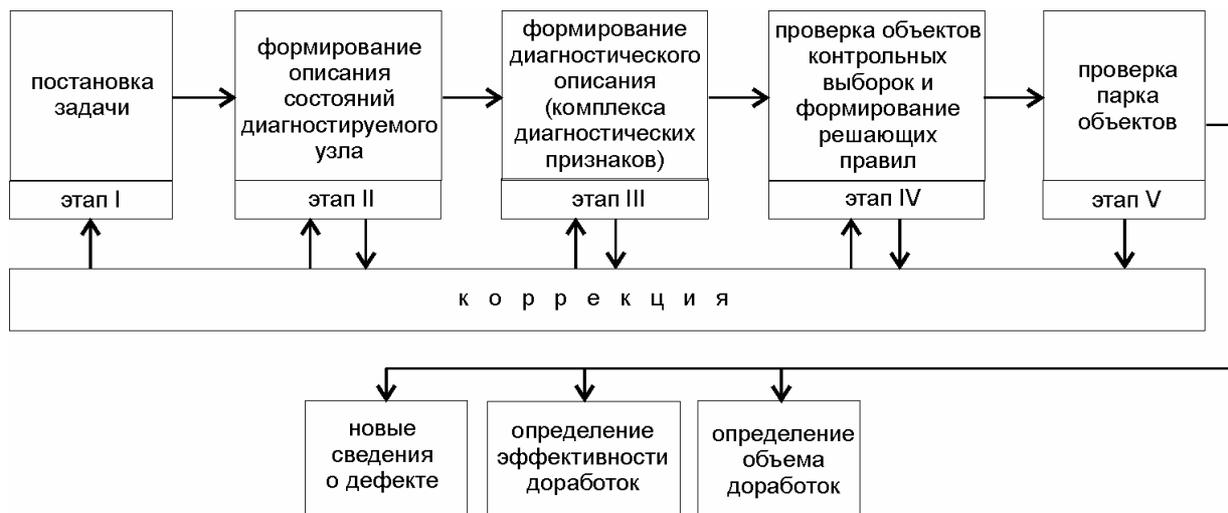


Рис. 1. Структурная схема решения задач диагностики

Для обоснования выбора диагностических параметров в каждом конкретном

случае необходимы экспериментальные исследования объектов в рабочем и неисправном состояниях. При этом следует учитывать следующие два обстоятельства: дефекты обычно характеризуются комплексом диагностических параметров; частоты колебаний вращающихся деталей машин могут не совпадать с частотами колебаний корпусных деталей, являющихся сигналами, несущими диагностическую информацию.

Комплексным диагностическим сигналом, представляющим собой совокупность аддитивных и мультипликативных комбинаций сложных, слабых и сильных «элементарных» диагностических сигналов, возбуждаемых различными источниками колебаний, являются вибрации машин, рассматриваемые при диагностических исследованиях в широком диапазоне частот и амплитуд. При этом частотный состав большинства «элементарных» сигналов может значительно изменяться даже на установившихся режимах работы машины.

Для контроля и управления насосами возможно использование комплексных систем, широко применяемых для решения задач автоматики и телемеханики во многих странах мира (производства Grundfos Electronics, UMA Engineering, PEP, Siemens и др.).

Комплексная система контроля и управления обеспечивает:

- оперативное управление и контроль выбранного объекта в режиме реального времени;
- съем, фиксацию и передачу параметров любых объектов в заданное время или в оперативном режиме;
- гибкое программирование автоматического режима работы объектов, в том числе оптимизация работы скважин;
- программирование режимов работы любого насоса, в зависимости от условий установки, из диспетчерской.

Диагностирование насосных агрегатов в процессе эксплуатации производят по следующим основным и вспомогательным параметрам:

- КПД, определяемому в предположительной зависимости подачи Q от перепада давления h на расходомере по формуле $Q = k h^n$, $n < 1$;
- амплитуде пульсации давлений в магистральных трубопроводах;
- сопротивлениям на участках гидролиний;
- уровню шума и вибрациям узлов агрегата;
- эрозионным и другим износам рабочих и корпусных деталей;
- мощности агрегата и ее колебаниям;
- температуре рабочих узлов.

При этом принятые параметры должны наиболее полно отвечать техническому состоянию агрегата, реагировать на неисправности узлов и позволять выявлять эти неисправности, по возможности, без разборки и остановок машины, т. е. «на ходу».

Ремонтируемые объекты, к числу которых относится большинство насосных агрегатов, характеризуются наличием трех основных технологических процессов; изготовлением, эксплуатацией, восстановлением. В первом и последнем процессах формулируются начальные состояния основных узлов и сопряжении, которые в совокупности определяют технический ресурс насосных агрегатов. Их характеристики, непосредственно определяющие работоспособность агрегата, принято называть структурными параметрами технического состояния. Во время эксплуатации, под влиянием большого числа внешних воздействий, которые определяют характеристики режима работы насосных агрегатов и свойства откачиваемой жидкости, значения структурных парамет-

ров изменяются от номинальных до предельных величин, обуславливающих наступление функционального или параметрического отказа.

С целью повышения надежности насосных агрегатов на протяжении ряда последних лет нами выполнялись исследования на предприятиях, занимающихся их изготовлением, ремонтом и эксплуатацией.

Объектами данных исследований были насосные агрегаты различных типов (центробежные, осевые) и размеров (крупные, малые), широко применяемые в различных отраслях народного хозяйства (в агропромышленном комплексе, горнорудной и нефтяной промышленности, коммунальном хозяйстве и др.).

Исследования включали обследование отказавших агрегатов, а также новых и отремонтированных перед их установкой или монтажом; изучение указанных технологических процессов путем анализа экспертных оценок специалистов и данных наблюдений за подконтрольными выборками насосных агрегатов; стендовые и натурные эксперименты с имитацией различных значений их структурных параметров и внешних воздействий.

Полученные данные по безотказности представлены в табл. 1.

Таблица 1

Характеристики безотказности погружных насосов мелиоративных скважин

Марка насоса	Наработка на отказ	Статистические оценки наработки на отказ		
		\bar{x}	G_{n-1}	V
ЭЦВ 12-255-30	340, 680, 940, 1340, 1620, 1780, 1940, 2420, 2580, 3170, 3830, 4320, 4610, 4990, 5110, 5420, 6180, 6510, 6960, 7200	3597	2206	0,61
ЭЦВ 10-120-60	380, 540, 720, 1180, 1510, 2240, 2760, 3000, 3450, 3920, 4170, 4310, 4830, 5240, 5810, 6120, 6350, 6840, 7100, 7420	3895	2302	0,59

Как следует из данных таблицы, минимальная наработка на отказ на подконтрольных скважинах превышала 300 часов. Поэтому в качестве наименьшего времени до первого диагностирования рекомендуется принять 300 часов работы насосного агрегата.

Анализ данных стендовых и натуральных исследований погружных насосных агрегатов марок ЭЦВ 10-120-60 и ЭЦВ 12-255-30 Г [4] позволил сделать следующие выводы:

Основными структурными параметрами технического состояния погружных насосов типа ЭЦВ являются зазоры в передних уплотнениях рабочих колес и износ подпятника.

Допустимые и предельные значения указанных структурных параметров зависят от режимов функционирования насосного агрегата.

Применительно к условиям эксплуатации скважинных насосов на установках вертикального дренажа Центральной Азии такие структурные параметры, как зазоры в радиальных подшипниках насосной и силовой частей агрегата, а также задних уплот-

нениях рабочих колес не оказывают существенного влияния на работоспособность электронасоса, вследствие чего в процессе диагностирования их можно не учитывать.

В качестве основных диагностических параметров технического состояния погружных насосов целесообразно применение амплитудно-частотных характеристик виброскорости соединительного колена обсадной колонны и корпуса электродвигателя насосного агрегата. При этом величина зазоров в передних уплотнениях рабочих колес характеризуется амплитудами высокочастотной области спектра, а значение износа подпятника - низкочастотной.

Применение в качестве диагностического параметра частоты вращения ротора электронасоса нежелательно, ввиду того, что ее колебания от перемены частоты тока в сети, превышают значения, обусловленные изменением технического состояния насосного агрегата.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Карасев В.А., Ройтман А.Б. Доводка эксплуатируемых машин. Вибродиагностические методы. - М.: Машиностроение, 1986. - 192 с.
2. Владиславлев Л.А. Надежность гидротурбин. - М.: Энергия, 1970.
3. Биргер И.А. Техническая диагностика. - М.: Машиностроение, 1978. - 240 с. - (Надежность и качество).
4. Гловацкий О.Я. Рекомендации по диагностированию машинных оросительных каналов в агропромышленном комплексе. - Ташкент, 1989. - 28 с.